

T S6/7/ALL FROM 351

6/7/1 (Item 1 from file: 351)
 DIALOG(R) File 351:Derwent WPI
 (c) 2003 Thomson Derwent. All rts. reserv..

015409482 **Image available**

WPI Acc No: 2003-471622/200345

Spark-ignition internal combustion engine control system, has variable
 phase control mechanism which changes angular phase at central angle
 corresponding to maximum valve lift point of intake valve

Patent Assignee: NISSAN MOTOR CO LTD (NSMO)

Inventor: AOYAMA S; HIYOSHI R; SUGIYAMA T; TAKEMURA S

Number of Countries: 032 Number of Patents: 003

Patent Family:

Patent No	Kind	Date	Applicat No	Kind	Date	Week
EP 1318286	A2	20030611	EP 200226465	A	20021127	200345 B
US 20030106542	A1	20030612	US 2002290251	A	20021108	200346
JP 2003232233	A	20030822	JP 2002123366	A	20020425	200364

Priority Applications (No Type Date): JP 2002123366 A 20020425; JP
 2001372188 A 20011206

Patent Details:

Patent No	Kind	Lan Pg	Main IPC	Filing Notes
EP 1318286	A2	E 36	F02D-021/08	
Designated States (Regional): AL AT BE BG CH CY CZ DE DK EE ES FI FR GB GR IE IT LI LT LU LV MC MK NL PT RO SE SI SK TR				
US 20030106542	A1		F02M-025/07	
JP 2003232233	A	17	F02D-015/02	

Abstract (Basic): EP 1318286 A2 .

NOVELTY - The engine control system has a variable piston stroke characteristic mechanism changing a compression ratio of the engine. Sensors detect engine operating conditions, e.g. speed and load. At least one of a variable lift and working angle control mechanism simultaneously and continuously change an intake-valve lift and an intake-valve working angle. A variable phase control mechanism changes an angular phase at a central angle corresponding to a maximum valve lift point of the intake valve.

DETAILED DESCRIPTION - A control unit controls the variable piston stroke characteristic mechanism, and at least one of the variable lift and working angle control mechanism and the variable phase control mechanism, depending on the engine operating conditions.

USE - For enhancing fuel economy and engine performance under a part load condition of a spark-ignition internal combustion engine.

ADVANTAGE - The control system is capable of effectively and properly using internal exhaust gas recirculation and/or external exhaust gas recirculation.

DESCRIPTION OF DRAWING(S) - The drawing shows the valve lift characteristic of the engine valves.

pp; 36 DwgNo 17/22

Derwent Class: Q51; Q52; Q53; T06; X22

International Patent Class (Main): F02D-015/02; F02D-021/08; F02M-025/07

International Patent Class (Additional): F01B-031/14; F02D-013/02;

F02D-015/04; F02D-043/00

?

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2003-232233

(P2003-232233A)

(43) 公開日 平成15年8月22日 (2003.8.22)

(51) Int.Cl. ⁷	識別記号	F I	テマコード [*] (参考)
F 0 2 D 15/02		F 0 2 D 15/02	C 3 G 0 6 2
F 0 1 B 31/14		F 0 1 B 31/14	3 G 0 8 4
F 0 2 D 13/02		F 0 2 D 13/02	H 3 G 0 9 2
			J
			K

審査請求 未請求 請求項の数13 O L (全 17 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願2002-123366 (P2002-123366)

(22) 出願日 平成14年4月25日 (2002.4.25)

(31) 優先権主張番号 特願2001-372188 (P2001-372188)

(32) 優先日 平成13年12月6日 (2001.12.6)

(33) 優先権主張国 日本 (J P)

(71) 出願人 000003997
日産自動車株式会社
神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地

(72) 発明者 青山 俊一
神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産
自動車株式会社内

(72) 発明者 竹村 信一
神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産
自動車株式会社内

(74) 代理人 100062199
弁理士 志賀 富士弥 (外3名)

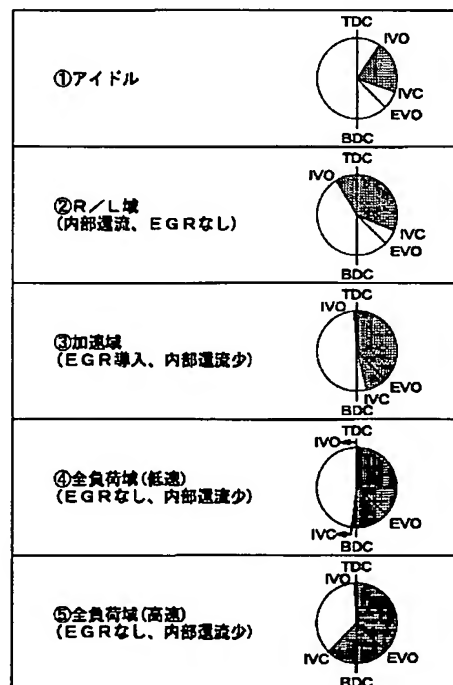
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 内燃機関の制御装置

(57) 【要約】

【課題】 部分負荷時における高圧縮比化に他の燃費低減技術を組み合わせ、燃費のさらなる向上を図る。

【解決手段】 吸気弁開閉時期を可変制御するために可変動弁機構を備えるとともに、圧縮比 ϵ を可変制御する可変圧縮比機構と、排気還流装置とを備える。可変動弁機構は、吸気弁のリフト・作動角を連続的に拡大・縮小制御可能なリフト・作動角可変機構とリフト中心角を変化させる位相可変機構とからなる。可変圧縮比機構は、複リンク式ピストンクランク機構を用いており、上死点付近でのピストン速度が単リンク式よりも遅くなるので、排気還流率の限界が拡大する。部分負荷時には、高圧縮比化に加えて吸気弁早閉じおよび内部排気還流による十分な排気還流を行い、冷却損失低減を図る。加速域では、外部排気還流を行う。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 複リンク式ピストンクランク機構を用い、そのリンク構成の一部を動かすことによりピストン上死点に変化する可変圧縮比機構と、外部排気還流もしくは内部排気還流として排気還流を行う排気還流手段と、を備えてなる内燃機関において、上死点付近でのピストン速度が、少なくとも同一ピストンストローク量の単リンク式ピストンクランク機構よりも遅くなるように上記複リンク式ピストンクランク機構のリンク構成が設定されており、内燃機関の部分負荷時に、上記可変圧縮比機構を高圧縮比に制御するとともに、上記排気還流手段により十分な排気還流を行うことを特徴とする内燃機関の制御装置。

【請求項2】 複リンク式ピストンクランク機構を用い、そのリンク構成の一部を動かすことによりピストン上死点に変化する可変圧縮比機構と、外部排気還流もしくは内部排気還流として排気還流を行う排気還流手段と、を備えてなる内燃機関において、上死点付近でのピストン最大加速度が下死点付近でのピストン最大加速度以下となる特性に上記複リンク式ピストンクランク機構のリンク構成が設定されており、内燃機関の部分負荷時に、上記可変圧縮比機構を高圧縮比に制御するとともに、上記排気還流手段により十分な排気還流を行うことを特徴とする内燃機関の制御装置。

【請求項3】 吸気弁の開閉時期を可変制御可能な可変動弁機構をさらに備え、内燃機関の部分負荷時に、吸気弁閉時期を吸気下死点よりも早めることを特徴とする請求項1または2に記載の内燃機関の制御装置。

【請求項4】 上記排気還流手段として、外部排気還流を行う排気還流装置を備えていることを特徴とする請求項1または2に記載の内燃機関の制御装置。

【請求項5】 吸気弁の開閉時期を可変制御可能な可変動弁機構をさらに備え、上記排気還流手段として、バルブオーバーラップの制御により内部排気還流を制御することを特徴とする請求項1または2に記載の内燃機関の制御装置。

【請求項6】 上記排気還流手段として、外部排気還流を行う排気還流装置を備えるとともに、吸気弁の開閉時期を可変制御可能な可変動弁機構を備え、バルブオーバーラップの制御により内部排気還流を制御することを特徴とする請求項1または2に記載の内燃機関の制御装置。

【請求項7】 内燃機関の温度が低いほど、全体の排気還流量に占める外部排気還流の割合を減少させることを特徴とする請求項6に記載の内燃機関の制御装置。

【請求項8】 上記可変圧縮比機構による圧縮比が低いほど、全体の排気還流量に占める外部排気還流の割合を減少させることを特徴とする請求項6または7に記載の内燃機関の制御装置。

【請求項9】 上記可変動弁機構によって、内燃機関の部分負荷時に、吸気弁閉時期を吸気下死点よりも早める

とともに、この吸気弁閉時期の進角に伴って、全体の排気還流量に占める外部排気還流の割合を減少させることを特徴とする請求項6～8のいずれかに記載の内燃機関の制御装置。

【請求項10】 上記可変動弁機構は、駆動軸により回転駆動される偏心カムと、この偏心カムの外周に相対回転可能に嵌合したリンクアームと、上記駆動軸と平行に設けられ、かつ偏心カム部を備えた回動可能な制御軸と、この制御軸の偏心カム部に回転可能に装着され、かつ上記リンクアームにより揺動されるロッカアームと、上記駆動軸に回転可能に支持されるとともに、上記ロッカアームにリンクを介して連結され、該ロッカアームに伴って揺動することにより吸気弁のタペットを押圧する揺動カムと、を備えており、上記制御軸の偏心カム部の回動位置を変化させることにより吸気弁のリフト・作動角が同時に増減変化するように構成されたリフト・作動角可変機構を含んでいることを特徴とする請求項3、5～9のいずれかに記載の内燃機関の制御装置。

【請求項11】 上記可変動弁機構は、チェーンまたはタイミングベルトを介してクランクシャフトにより回転駆動されるカムスプロケットと、このカムスプロケットにより回転駆動されるカムシャフトと、上記カムスプロケットと上記カムシャフトとの位相を変化させる位相可変機構と、を含んで構成されることを特徴とする請求項3、5～9のいずれかに記載の内燃機関の制御装置。

【請求項12】 上記可変動弁機構は、チェーンまたはタイミングベルトを介してクランクシャフトにより回転駆動されるカムスプロケットと、このカムスプロケットにより回転駆動される駆動軸と、上記カムスプロケットと上記駆動軸との位相を変化させる位相可変機構と、上記駆動軸により回転駆動される偏心カムと、この偏心カムの外周に相対回転可能に嵌合したリンクアームと、上記駆動軸と平行に設けられ、かつ偏心カム部を備えた回動可能な制御軸と、この制御軸の偏心カム部に回転可能に装着され、かつ上記リンクアームにより揺動されるロッカアームと、上記駆動軸に回転可能に支持されるとともに、上記ロッカアームにリンクを介して連結され、該ロッカアームに伴って揺動することにより吸気弁のタペットを押圧する揺動カムと、を備えており、上記制御軸の偏心カム部の回動位置を変化させることにより吸気弁のリフト・作動角が同時に増減変化するように構成されたリフト・作動角可変機構と、を含んでいることを特徴とする請求項3、5～9のいずれかに記載の内燃機関の制御装置。

【請求項13】 上記可変圧縮比機構は、ピストンにピストンピンを介して連結された第1リンクと、この第1リンクに揺動可能に連結されるとともにクランクシャフトのクランクピン部に回転可能に連結された第2リンクと、上記第2リンクに揺動可能に連結されるとともに機関本体に揺動可能に支持された第3リンクと、を備え、

上記第3リンクの機関本体に対する支点位置を変化させることで圧縮比の可変制御を行うことを特徴とする請求項1～12のいずれかに記載の内燃機関の制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】この発明は、機関圧縮比を可変制御する可変圧縮比機構を備えた内燃機関の制御装置、特に、火花点火式内燃機関における部分負荷時の燃費向上技術に関する。

【0002】

【従来の技術】レシプロ式内燃機関の可変圧縮比機構として、例えば、特開2000-73804号に開示されているように、複リンク式のピストンクランク機構を利用したものが近年提案されている。この種の可変圧縮比機構は、内燃機関の機械的な圧縮比つまり公称圧縮比を変化させるものであり、一般に、部分負荷時には、熱効率向上のために高圧縮比に制御され、高負荷時には、ノッキング回避のために低圧縮比に制御される。

【0003】なお、特開平7-259655号公報には、吸排気弁の開閉時期により通常サイクルと早閉じもしくは遅閉じのミラーサイクルとの切換が可能な内燃機関において、実質的な圧縮比が低くなるミラーサイクル時に、排気還流率を低くするようにした構成が開示されているが、これは、機械的圧縮比を変化させる可変圧縮比機構を備えたものではない。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】上記のように、公称圧縮比（機械的圧縮比）を可変制御可能な可変圧縮比機構を備えた火花点火式内燃機関では、部分負荷時に、圧縮比を高くすることで、熱効率の向上が可能である。しかしながら、この高圧縮比化に伴い、筒内の燃焼温度が上昇することから、冷却損失は増加する。従って、熱効率向上による燃費向上の一部が、冷却損失の増加によって相殺されてしまう、という問題がある。

【0005】特にピストン上死点位置を変更して圧縮比を可変化する構成の場合、高圧縮比状態では、ピストン上死点位置がシリンダヘッドに接近して偏平な燃焼室形状となることから、燃焼室の表面積（ S ）と容積（ V ）の比である S/V 比が大きくなり、冷却損失が大となる。

【0006】また部分負荷時における燃費向上技術の一つである排気還流を加えると、冷却損失は低減するものの、燃焼速度が遅くなり、上死点から離れた時期に燃焼が行われることによる損失いわゆる時間損失が増加する。特に、部分負荷時は、そもそもの燃焼が緩慢であるから、時間損失の増加による熱効率の低下は大きい。また、多量の排気還流を行うと、燃焼が不安定化しやすい。

【0007】同様に、吸気弁の開閉時期を吸気下死点よりも早める、いわゆる早閉じの方法も、ポンプ損失・冷却

損失は低減するものの、燃焼速度が遅くなり、時間損失が増加する。

【0008】そこで、この発明は、排気還流や吸気弁の早閉じに伴う時間損失の増加や燃焼の不安定化といった制約を、可変圧縮比機構を構成する複リンク式ピストンクランク機構のピストン速度特性の設定によって相殺するようにし、いくつかの燃費向上技術を一層有効に組み合わせることによって、部分負荷時の大幅な燃費向上を実現することを目的としている。

【0009】また、他の目的は、排気還流として、いわゆる外部排気還流と内部排気還流とを効果的に使い分けることにある。

【0010】

【課題を解決するための手段】請求項1に係る発明は、複リンク式ピストンクランク機構を用い、そのリンク構成の一部を動かすことによりピストン上死点に変化する可変圧縮比機構と、外部排気還流もしくは内部排気還流として排気還流を行う排気還流手段と、を備えてなる内燃機関において、上死点付近でのピストン速度が、少なくとも同一ピストンストローク量の単リンク式ピストンクランク機構よりも遅くなるように上記複リンク式ピストンクランク機構のリンク構成が設定されており、内燃機関の部分負荷時に、上記可変圧縮比機構を高圧縮比に制御するとともに、上記排気還流手段により十分な排気還流を行うことを特徴としている。

【0011】また請求項2に係る発明は、請求項1の発明と実質的に等しいものであり、複リンク式ピストンクランク機構を用い、そのリンク構成の一部を動かすことによりピストン上死点に変化する可変圧縮比機構と、外部排気還流もしくは内部排気還流として排気還流を行う排気還流手段と、を備えてなる内燃機関において、上死点付近でのピストン最大加速度が下死点付近でのピストン最大加速度以下となる特性に上記複リンク式ピストンクランク機構のリンク構成が設定されており、内燃機関の部分負荷時に、上記可変圧縮比機構を高圧縮比に制御するとともに、上記排気還流手段により十分な排気還流を行うことを特徴としている。

【0012】上記可変圧縮比機構は、例えば請求項13のように、ピストンにピストンピンを介して連結された第1リンクと、この第1リンクに揺動可能に連結されるとともにクランクシャフトのクランクピン部に回転可能に連結された第2リンクと、上記第2リンクに揺動可能に連結されるとともに機関本体に揺動可能に支持された第3リンクと、を備え、上記第3リンクの機関本体に対する支点位置を変化させることで圧縮比の可変制御を行うように構成される。このような複リンク式ピストンクランク機構では、そのリンクの長さや支点位置等を適宜に設定することにより、ピストンの運動を、例えば、単振動に近いものとすることができ、これにより、一般的な単リンク式ピストンクランク機構に比べて、上死

点付近でのピストン速度を低くすることが可能である。

【0013】また、このような単振動に近い特性とした複リンク式ピストンクランク機構では、上死点付近でのピストン最大加速度が下死点付近でのピストン最大加速度以下となる。

【0014】前述したように、部分負荷時に高圧縮比化することで、熱効率は全体として向上するが、冷却損失は増加傾向となる。これに対し、十分な排気還流を行うことで、冷却損失を減少させることができ、かつポンプ損失も低減する。そして、排気還流により燃焼速度は遅くなるが、複リンク式ピストンクランク機構のリンク構成によって上死点付近でのピストン速度を遅くすると、燃焼のより多くの部分が上死点近傍でなされることになり、いわゆる時間損失が減少する。これにより、排気還流に伴う時間損失の増加が相殺される。特に、部分負荷時には、そもそもの燃焼が緩慢であるので、時間損失の減少による熱効率向上効果は大きい。なお、上死点付近でのピストン速度を遅くすると、冷却損失は増加傾向となるが、排気還流によって冷却損失自体が小さくなっているため、その影響は小さい。従って、全体として、部分負荷時の燃費が向上する。しかも、上死点付近でのピストン速度が遅いと、高温高圧状態が長く保たれ、燃焼が安定化するため、排気還流率の限界が拡大し、それだけ多量の排気還流が可能である。これによっても、燃費向上効果が得られる。

【0015】請求項1、2の発明をさらに限定した請求項3の発明は、吸気弁の開閉時期を可変制御可能な可変動弁機構をさらに備え、内燃機関の部分負荷時に、吸気弁閉時期を吸気下死点よりも早めることを特徴としている。

【0016】このように吸気弁の早閉じを組み合わせると、さらにポンプ損失が減少するとともに、実圧縮比の低下により、燃焼温度も低下するため、冷却損失が減少する。従って圧縮比を高く設定した場合の冷却損失の増大はその分小さくなる。そして、この吸気弁早閉じに伴う時間損失の増加は、やはり、上死点付近でのピストン速度が遅いことによって相殺される。

【0017】なお、本発明における排気還流という用語には、排気系から吸気系に外部の管路を介して排気を還流させるいわゆる外部排気還流と、バルブオーバーラップの存在によって、シリンダ内の排気の一部が吸気ポートに押し戻された後、再びシリンダ内に吸入される、いわゆる内部排気還流と、の双方を含む。

【0018】請求項4の発明では、上記排気還流手段として、外部排気還流を行う排気還流装置を備えている。この排気還流装置は、一般に、排気系から吸気系へ至る排気還流通路とこの通路の開度を調節する排気還流制御弁とを備えて構成される。

【0019】また請求項5の発明では、吸気弁の開閉時期を可変制御可能な可変動弁機構をさらに備えており、

上記排気還流手段として、バルブオーバーラップの制御により内部排気還流を制御するようになっている。一般に、バルブオーバーラップを大きく与えると内部排気還流も大となる。

【0020】なお、請求項3における可変動弁機構は少なくとも吸気弁の開閉時期を可変制御できるものでなければならぬのに対し、この請求項5における可変動弁機構は少なくとも吸気弁の開閉時期を可変制御できるものでなければならぬ。勿論、開閉時期および閉時期の双方を可変制御できる同じ形式の可変動弁機構を利用することも可能である。

【0021】さらに、請求項6の発明では、請求項4の外部排気還流手段と請求項5の内部排気還流手段の双方を備えている。すなわち、上記排気還流手段として、外部排気還流を行う排気還流装置を備えるとともに、吸気弁の開閉時期を可変制御可能な可変動弁機構を備え、バルブオーバーラップの制御により内部排気還流を制御するようになっている。

【0022】このように外部排気還流の制御手段と内部排気還流の制御手段とを備えることで、全体の排気還流量を同一に与える場合でも、種々の条件によって、外部排気還流と内部排気還流との割合を変えることが可能となる。外部排気還流および内部排気還流のいずれも、不活性ガスとして燃焼時の温度上昇を抑制する点では等しく作用するが、外部排気還流と内部排気還流とでは、導入時の温度が著しく異なっている。内部排気還流によるガスは、運転条件にもよるが、一般に、外部排気還流によるガスよりも500℃前後高い。従って、例えばノッキングが生じやすい条件下では、一般に外部排気還流による排気還流が好ましい。しかしながら、ノッキングが発生しにくい部分負荷時は、内部排気還流の方が燃焼悪化も少なく、ポンプ損失低減効果も大きいので、可能な限り内部排気還流の割合を増やすことが望ましい。

【0023】例えば、請求項7の発明では、内燃機関の温度が低いほど、全体の排気還流量に占める外部排気還流の割合を減少させる。つまり、冷機時には、ノッキングは発生しにくいので、内部排気還流の割合を増加させることで、高温の既燃ガスによる燃料の気化促進などの効果が得られる。

【0024】また請求項8の発明では、上記可変圧縮比機構による圧縮比が低いほど、全体の排気還流量に占める外部排気還流の割合を減少させる。つまり、低圧縮比状態ではノッキングが発生しにくいので、内部排気還流の割合を増加させることが可能である。これに対し、高圧縮比状態では、ノッキングが発生しやすいので、外部排気還流が望ましい。

【0025】さらに請求項9の発明は、上記可変動弁機構によって、内燃機関の部分負荷時に、吸気弁閉時期を吸気下死点よりも早める場合に、この吸気弁閉時期の進角に伴って、全体の排気還流量に占める外部排気還流の

割合を減少させるようになっている。吸気弁閉時期を下死点よりも大幅に早めることで、実圧縮比が低下するので、ノッキングが回避され、従って、内部排気還流の割合を増加させることが可能となる。

【0026】上記可変動弁機構は、例えば請求項10のように、駆動軸により回転駆動される偏心カムと、この偏心カムの外周に相対回転可能に嵌合したリンクアームと、上記駆動軸と平行に設けられ、かつ偏心カム部を備えた回動可能な制御軸と、この制御軸の偏心カム部に回転可能に装着され、かつ上記リンクアームにより揺動されるロッカアームと、上記駆動軸に回転可能に支持されるとともに、上記ロッカアームにリンクを介して連結され、該ロッカアームに伴って揺動することにより吸気弁のタペットを押圧する揺動カムと、を備えており、上記制御軸の偏心カム部の回動位置を変化させることにより吸気弁のリフト・作動角が同時に増減変化するように構成されたリフト・作動角可変機構を含んでいる。

【0027】あるいは、請求項11のように、上記可変動弁機構は、チェーンまたはタイミングベルトを介してクランクシャフトにより回転駆動されるカムスプロケットと、このカムスプロケットにより回転駆動されるカムシャフトと、上記カムスプロケットと上記カムシャフトとの位相を変化させる位相可変機構と、を含んで構成される。

【0028】さらに望ましくは、請求項12のように、リフト・作動角可変機構と位相可変機構の双方を組み合わせて構成される。このものでは、上記可変動弁機構は、チェーンまたはタイミングベルトを介してクランクシャフトにより回転駆動されるカムスプロケットと、このカムスプロケットにより回転駆動される駆動軸と、上記カムスプロケットと上記駆動軸との位相を変化させる位相可変機構と、上記駆動軸により回転駆動される偏心カムと、この偏心カムの外周に相対回転可能に嵌合したリンクアームと、上記駆動軸と平行に設けられ、かつ偏心カム部を備えた回動可能な制御軸と、この制御軸の偏心カム部に回転可能に装着され、かつ上記リンクアームにより揺動されるロッカアームと、上記駆動軸に回転可能に支持されるとともに、上記ロッカアームにリンクを介して連結され、該ロッカアームに伴って揺動することにより吸気弁のタペットを押圧する揺動カムと、を備えており、上記制御軸の偏心カム部の回動位置を変化させることにより吸気弁のリフト・作動角が同時に増減変化するように構成されたリフト・作動角可変機構と、を含んでいる。

【0029】

【発明の効果】この発明によれば、部分負荷時における多量の排気還流あるいは吸気弁早閉に伴う時間損失の増加が、可変圧縮比機構を構成する複リンク式ピストンクランク機構による上死点付近でのピストン速度の低下によって相殺され、該可変圧縮比機構による高圧縮比

化と組み合わせることによって、部分負荷時の熱効率が一層向上し、燃費を改善することができる。しかも、上死点付近でのピストン速度の低下によって、多量の排気還流の下でも安定した燃焼を確保することができる。

【0030】

【発明の実施の形態】以下、この発明の好ましい実施の形態を図面に基づいて詳細に説明する。

【0031】図1は、この発明に係る内燃機関の制御装置の一実施例を示している。この内燃機関は、吸気弁閉時期を可変制御するための可変動弁機構101と、内燃機関の公称圧縮比（機械的圧縮比） ϵ を可変制御する圧縮比可変機構102と、点火時期を制御する点火進角制御装置103と、を備えている。

【0032】図2は、上記可変動弁機構101の構成を示す構成説明図であり、この可変動弁機構は、吸気弁12のリフト・作動角を変化させるリフト・作動角可変機構1と、そのリフトの中心角の位相（クランクシャフトに対する位相）を進角もしくは遅角させる位相可変機構2と、が組み合わされて構成されている。このようにリフト・作動角可変機構1と位相可変機構2とを組み合わせた可変動弁機構101によれば、吸気弁閉時期および吸気弁閉時期の双方をそれぞれ独立して任意に制御することが可能であり、従って、固定的に定まっている排気弁閉時期との間でのバルブオーバーラップの大きさを変化させることができるとともに、吸気弁閉時期を下死点前として実圧縮比を変化させることができる。内部排気還流とは、バルブオーバーラップの存在によって、シリンダ内の既燃ガスの一部が吸気ポートに押し戻された後、再びシリンダ内に吸入される現象であるが、新気に導入される既燃ガスの量は、バルブオーバーラップの大小によって制御可能である。

【0033】まず、図3の動作説明図を併せて、リフト・作動角可変機構1を説明する。なお、このリフト・作動角可変機構1は、本出願人が先に提案したものであるが、例えば特開平11-107725号公報等によって公知となっているので、その概要のみを説明する。

【0034】リフト・作動角可変機構1は、シリンダヘッド上部の図示せぬカムブラケットに回転自在に支持された中空状の駆動軸13と、この駆動軸13に、圧入等により固定された偏心カム15と、上記駆動軸13の上方位置に同じカムブラケットによって回転自在に支持されるとともに駆動軸13と平行に配置された制御軸16と、この制御軸16の偏心カム部17に揺動自在に支持されたロッカアーム18と、各吸気弁12の上端部に配置されたタペット19に当接する揺動カム20と、を備えている。上記偏心カム15とロッカアーム18とはリンクアーム25によって連係されており、ロッカアーム18と揺動カム20とは、リンク部材26によって連係されている。

【0035】上記駆動軸13は、後述するように、タイ

ミングチェーンないしはタイミングベルトを介して機関のクランクシャフトによって駆動されるものである。

【0036】上記偏心カム15は、円形外周面を有し、該外周面の中心が駆動軸13の軸心から所定量だけオフセットしているとともに、この外周面に、リンクアーム25の環状部25aが回転可能に嵌合している。

【0037】上記ロッカアーム18は、略中央部が上記偏心カム部17によって支持されており、その一端部に、上記リンクアーム25の延長部25bが連係しているとともに、他端部に、上記リンク部材26の上端部が連係している。上記偏心カム部17は、制御軸16の軸心から偏心しており、従って、制御軸16の角度位置に応じてロッカアーム18の揺動中心は変化する。

【0038】上記揺動カム20は、駆動軸13の外周に嵌合して回転自在に支持されており、側方へ延びた端部20aに、上記リンク部材26の下端部が連係している。この揺動カム20の下面には、駆動軸13と同心状の円弧をなす基円面24aと、該基円面24aから上記端部20aへと所定の曲線を描いて延びるカム面24bと、が連続して形成されており、これらの基円面24aならびにカム面24bが、揺動カム20の揺動位置に応じてタペット19の上面に当接するようになっている。

【0039】すなわち、上記基円面24aはベースサークル区間として、リフト量が0となる区間であり、図3に示すように、揺動カム20が揺動してカム面24bがタペット19に接触すると、徐々にリフトしていくことになる。なお、ベースサークル区間とリフト区間との間には若干のランプ区間が設けられている。

【0040】上記制御軸16は、図1、2に示すように、一端部に設けられたリフト・作動角制御用油圧アクチュエータ31によって所定角度範囲内で回転するように構成されている。このリフト・作動角制御用油圧アクチュエータ31への油圧供給は、エンジンコントロールユニット33からの制御信号に基づき、第1油圧制御部32によって制御されている。

【0041】このリフト・作動角可変機構1の作用を説明すると、駆動軸13が回転すると、偏心カム15のカム作用によってリンクアーム25が上下動し、これに伴ってロッカアーム18が揺動する。このロッカアーム18の揺動は、リンク部材26を介して揺動カム20へ伝達され、該揺動カム20が揺動する。この揺動カム20のカム作用によって、タペット19が押圧され、吸気弁12がリフトする。

【0042】ここで、リフト・作動角制御用油圧アクチュエータ31を介して制御軸16の角度が変化すると、ロッカアーム18の初期位置が変化し、ひいては揺動カム20の初期揺動位置が変化する。

【0043】例えば偏心カム部17が図3(A)のように上方へ位置しているとする、ロッカアーム18は全体として上方へ位置し、揺動カム20の端部20aが相

対的に上方へ引き上げられた状態となる。つまり、揺動カム20の初期位置は、そのカム面24bがタペット19から離れる方向に傾く。従って、駆動軸13の回転に伴って揺動カム20が揺動した際に、基円面24aが長くタペット19に接触し続け、カム面24bがタペット19に接触する期間は短い。従って、リフト量が全体として小さくなり、かつその開時期から閉時期までの角度範囲つまり作動角も縮小する。

【0044】逆に、偏心カム部17が図3(B)のように下方へ位置しているとする、ロッカアーム18は全体として下方へ位置し、揺動カム20の端部20aが相対的に下方へ押し下げられた状態となる。つまり、揺動カム20の初期位置は、そのカム面24bがタペット19に近づく方向に傾く。従って、駆動軸13の回転に伴って揺動カム20が揺動した際に、タペット19と接触する部位が基円面24aからカム面24bへと直ちに移行する。従って、リフト量が全体として大きくなり、かつその作動角も拡大する。

【0045】上記の偏心カム部17の初期位置は連続的に変化させ得るので、これに伴って、バルブリフト特性は、図4に示すように、連続的に変化する。つまり、リフトならびに作動角を、両者同時に、連続的に拡大、縮小させることができる。なお、この実施例では、リフト・作動角の大小変化に伴い、吸気弁12の開時期と閉時期とがほぼ対称に変化する。

【0046】次に、位相可変機構2は、図2に示すように、上記駆動軸13の前端部に設けられたスプロケット35と、このスプロケット35と上記駆動軸13とを、所定の角度範囲内において相対的に回転させる位相制御用油圧アクチュエータ36と、から構成されている。上記スプロケット35は、図示せぬタイミングチェーンもしくはタイミングベルトを介して、クランクシャフトに連動している。上記位相制御用油圧アクチュエータ36への油圧供給は、エンジンコントロールユニット33からの制御信号に基づき、第2油圧制御部37によって制御されている。この位相制御用油圧アクチュエータ36への油圧制御によって、スプロケット35と駆動軸13とが相対的に回転し、図5に示すように、リフト中心角が遅進する。つまり、リフト特性の曲線自体は変わらずに、全体が遅角もしくは進角する。また、この変化も、連続的に得ることができる。位相可変機構2としては、油圧式のものに限られず、電磁式アクチュエータを利用したものなど、種々の構成が可能である。

【0047】なお、リフト・作動角可変機構1ならびに位相可変機構2の制御としては、実際のリフト・作動角あるいは位相を検出するセンサを設けて、クローズドループ制御するようにしても良く、あるいは運転条件に応じて単にオープンループ制御するようにしても良い。

【0048】図6は、可変圧縮比機構102の構成を示す図である。

【0049】クランクシャフト51は、複数のジャーナル部52とクランクピン部53とを備えており、シリンダブロック50の主軸受に、ジャーナル部52が回転自在に支持されている。上記クランクピン部53は、ジャーナル部52から所定量偏心しており、ここに第2リンクとなるロアリンク54が回転自在に連結されている。

【0050】上記ロアリンク54は、複数の部材に分割可能に構成されているとともに、略中央の連結孔に上記クランクピン部53が嵌合している。

【0051】第1リンクとなるアッパリンク55は、下端側が連結ピン56によりロアリンク54の一端に回転可能に連結され、上端側がピストンピン57によりピストン58に回転可能に連結されている。上記ピストン58は、燃焼圧力を受け、シリンダブロック50のシリンダ59内を往復動する。なお、上記シリンダ59の上部に、上記吸気弁12および図示せぬ排気弁が配置されている。

【0052】第3リンクとなるコントロールリンク60は、上端側が連結ピン61によりロアリンク54の他端に回転可能に連結され、下端側が制御軸62を介して機関本体の一部となるシリンダブロック50の下部に回転可能に連結されている。詳しくは、制御軸62は、回転可能に機関本体に支持されているとともに、その回転中心から偏心している偏心カム部62aを有し、この偏心カム部62aに上記コントロールリンク60下端部が回転可能に嵌合している。

【0053】上記制御軸62は、エンジンコントロールユニット33（図1参照）からの制御信号に基づき、電動モータを用いた圧縮比制御アクチュエータ63によって回転位置が制御される。

【0054】上記のような複リンク式ピストンクランク機構を用いた可変圧縮比機構102においては、上記制御軸62が圧縮比制御アクチュエータ63によって回転されると、偏心カム部62aの中心位置、特に、機関本体に対する相対位置が変化する。これにより、コントロールリンク60の下端の揺動支持位置が変化する。そして、上記コントロールリンク60の揺動支持位置が変化すると、ピストン58の行程が変化し、図8のように、ピストン上死点（TDC）におけるピストン58の位置が高くなったり低くなったりする。これにより、機関圧縮比を変えることが可能となる。図8は、高圧縮比状態と低圧縮比状態とを代表的に示しているが、これら間で圧縮比を連続的に変化させることができる。

【0055】また、上記の複リンク式可変圧縮比機構102においては、リンクの長さや支点位置等のリンク構成を適切に選定することにより、図7（A）に示すような単振動に近いピストンストローク特性が得られる。図7（B）は、このストローク特性におけるピストン速度（単位クランク角当たりの移動量で示す）を示す。なお、図中の仮想線は、一般的な単リンク式ピストンク

ランク機構における特性である。単リンク式ピストンクランク機構では、ピストンの上死点付近でのピストン速度が下死点付近でのピストン速度に比べて大きなものとなる。複リンク式の可変圧縮比機構における単振動に近いピストンの運動は、振動騒音の上でも有利ではあるが、特に、上死点付近（図中のクランク角90°付近）のピストン速度が、単リンク式ピストンクランク機構に比べて、遅くなる利点を有する。これは、ピストン58が上死点付近に留まる時間が相対的に長くなることを意味し、燃焼のより多くの部分が、ピストン上死点付近でなされることになるため、特に部分負荷時のような燃焼速度が遅い条件下で、時間損失の低減に寄与する。

【0056】なお、ピストン運動を単振動運動に近づけるための具体的なリンク構成の一例は下記の通りである。

【0057】まず図13（a）に示すように、クランクシャフト51の回転中心（ジャーナル部52の軸心）Oを原点とし、ピストンピン57及びその往復軸線1と直交する方向（スラストー反スラスト方向）と平行にx軸をとり、ピストンピン57の往復軸線1と平行にy軸をとり、かつ、クランクシャフト51の回転方向を反時計回り方向と定義した場合、ピストンピン57の軸心Ocを通る往復軸線（≒シリンダ59の軸線）1のx座標が負の値となり、コントロールリンク60の揺動中心となる偏心カム部62aの軸心Oaのx座標が正の値となるように設定されている。

【0058】そして、図13（b）のように、クランクシャフト51の軸心Oとクランクピン部53の軸心Oeとの距離をL1；クランクピン部53の軸心Oeと、ロアリンク54とコントロールリンク60とを相対回転可能に連結する連結ピン61の軸心Ofと、の距離をL2；コントロールリンク60のリンク長をL3；クランクピン部53の軸心Oeと、アッパリンク55とロアリンク54とを相対回転可能に連結する連結ピン56の軸心Odと、の距離をL4；上記軸心Ofと軸心Odとの距離をL5；アッパリンク55のリンク長をL6；コントロールリンク60の揺動軸心Oaの座標位置を（XC，YC）；ピストンピン57の往復軸線1のx座標をx4；と定義した場合、以下の比が成立するように設定されている。

【0059】

【数1】 $L1 : L2 : L3 : L4 : L5 : L6 : XC : YC : x4 \approx 1 : 2.4 : 2.65 \sim 3.5 : 0.69 : 3.0 \sim 3.4 : 3.3 \sim 3.55 : 3.2 \sim 3.55 : -2 \sim -1.35 : -1 \sim -0.6$

なお、XC，YCは制御軸62の回転位置によって変化するが、制御軸62の回転位置が制御範囲内にあるときは、常に上記の比が成立するように設定されている。

【0060】このようなリンク構成とすれば、ピストン運動が単振動運動に近似し、上死点付近のピストン運動

が、一般的な単リンク式ピストンクランク機構のものに比べて、20パーセント程度緩やかとなる。

【0061】上記可変圧縮比機構102による機械的圧縮比 ϵ の制御特性を図9に示す。図示するように、基本的に、高負荷域では機械的圧縮比 ϵ は低く保たれ、かつ部分負荷域では、機械的圧縮比 ϵ は高く制御される。なお、この圧縮比は、ピストン58のストロークによる燃焼室の容積変化のみで決まる幾何学的な圧縮比 ϵ であり、可変動弁機構101と組み合わせた本発明では、最終的な実圧縮比は、吸気弁のバルブリフト特性によっても左右される。

【0062】図10は、代表的な運転条件下での可変動弁機構101による吸気弁開閉時期の制御を示す。図示するように、①アイドルングおよび②部分負荷域(R/L域)では、小作動角とするとともにリフト中心角 Φ を進角させる。従って、吸気弁閉時期が下死点より相当早い特性となる。これにより、大幅なポンプ損失の低減が図れる。ここで、もし公称圧縮比 ϵ が通常のレベルであると、実圧縮比が低下して燃焼が悪化するが、図9に示すように、このような低負荷領域では圧縮比 ϵ が高くなるので、燃焼悪化は回避される。また、この実施例では、②部分負荷域で、外部排気還流に依存せずに内部排気還流量を増加するために、吸気弁開時期を上死点よりも適宜に早めてあり、バルブオーバーラップを拡大するようにしている。

【0063】③加速領域では吸気充填効率を高める必要から、吸気弁閉時期が下死点に近づくように可変動弁機構101を制御する。そのため、ノック発生を回避するように、圧縮比 ϵ は徐々に低下する。なお、本発明では、この緩加速の領域でも、燃費向上を図るために、バルブオーバーラップを大きなものとし、十分な内部排気還流を行うようにしている。④⑤全開出力時は、充填効率を最大とするために、作動角を十分に拡大し、吸気弁開

時期を上死点近傍とするとともに、吸気弁閉時期を下死点近傍とする。従って実圧縮比が高くなる傾向となるので、可変圧縮比機構102による圧縮比 ϵ はさらに低く制御される。特にノッキングの厳しい④低速全負荷域では、圧縮比 ϵ は低く制御される。⑤高速全負荷域では、作動角をさらに拡大するとともに、中心角を遅角し、閉時期が下死点よりもさらに遅れたものとする事で吸気充填効率を高めるが、この高速時は、圧縮比 ϵ を低速より若干高めることが可能である。

【0064】本実施例においては、部分負荷時には、前述したように、基本的に、圧縮比 ϵ が高く制御されるとともに、吸気弁閉時期が下死点前となり、さらに内部排気還流として、十分な排気還流が行われる。内部排気還流は、上記のように可変動弁機構101によりバルブオーバーラップを拡大することにより実現される。なお、この内部排気還流に代えて外部排気還流を適用することも可能である。外部排気還流は、後述の第2の実施例で説明するように、排気系から吸気系へ至る排気還流通路と、該排気還流通路を開閉する排気還流制御弁と、を含む排気還流装置によって実現され、排気還流制御弁の開度制御によって、排気還流量ないしは排気還流率が機関運転条件に応じて制御される。このように外部排気還流による場合は、内部排気還流のための大きなバルブオーバーラップは不要となるので、図10の②ないし③の領域における特性、特に吸気弁開時期は遅れ側に修正される。

【0065】次の表は、部分負荷時における、(1)高圧縮比化、(2)吸気弁早閉じ、(3)十分な排気還流、(4)上死点付近でのピストン速度の低下、のそれぞれが種々の損失および熱効率に与える影響の傾向をまとめて示したものである。

【0066】

【表1】

	高圧縮比	吸気弁早閉じ	排気還流	上死点速度遅
冷却損失	増加	減少	減少	増加
ポンプ損失	—	減少	減少	—
時間損失	—	増加	増加	減少
熱効率	向上	向上	向上	向上

【0067】また、図11は、これらの(1)～(4)の技術の組み合わせによる冷却損失低減効果を示したものであり、aが単に高圧縮比化した場合の特性、bが高圧縮比化に吸気弁早閉じを組み合わせた場合の特性、cが高圧縮比化に吸気弁早閉じと排気還流とを組み合わせた場合の特性、を示す。なお、これらのa～cは、一般的な単リンク式ピストンクランク機構のピストン速度を前提としたものである。そして、dは、cのものにさらに、上死点付近でのピストン速度の低下を組み合わせた場合の特性を示す。これらの特性から明らかなよう

に、高圧縮比化による冷却損失は、吸気弁早閉じおよび排気還流によって低減する。そして、上死点付近でのピストン速度が低下すると、冷却損失時間は増大するが、排気還流の増加によって燃焼温度が低下し、単位時間当たりの冷却損失量が減少しているため、全冷却損失量の増加は、非常に小さい。

【0068】一方、図12は、上死点付近でのピストン速度を低下させることによる時間損失低減効果を示したものであり、eが本発明のように上死点付近でのピストン速度を遅くした場合の特性を、fが比較例として一般

的な単リンク式ピストンクランク機構のピストン速度における特性を、それぞれ示す。なお、この図は、ピストン位置変化に対する冷却損失の割合として示しているが、これは、概ねピストンストロークに対する燃焼の進行状況を表している。この図に示すように、本発明では、上死点付近で燃焼の多くが行われる結果、領域Aおよび領域Cとして示す部分で、時間損失が低減する。なお、冷却損失は、領域A、領域Cで減少するものの領域Bで増加するため、全体としては、やや増加する。但し、この冷却損失の増加は、前述したように、排気還流によって十分に抑制される。

【0069】次に、外部排気還流のための排気還流装置を備えた第2の実施例について説明する。なお、この実施例においても、前述した可変動弁機構101や可変圧縮比機構102が用いられており、これらは基本的に前述した実施例と変わりが無い。

【0070】図14は、排気還流装置104の構成を示すもので、内燃機関の燃焼室71にそれぞれ接続された排気系72と吸気系73との間に、排気還流通路74が設けられており、この排気還流通路74に、排気還流制御弁75が介装されている。この排気還流制御弁75は、例えば、内蔵するステップモータのステップ数に応じて弁体75aの開度が連続的に変化する構成となっており、前述のエンジンコントロールユニット33によって運転条件に応じて制御される。なお、吸気系73の上流側には、図示するように、スロットル弁76が設けられている。

【0071】本実施例では、排気還流装置104を併用してより十分な排気還流を行うことにより、さらなる燃費低減を図っている。図15は、排気還流の増加に伴う、燃焼状態（燃焼圧力 P_i の変動率）、冷却損失、ポンプ損失、燃費、の各々の変化状況を示し、特に、圧縮比（公称圧縮比 ϵ ）を高圧縮比の一定とした場合、低圧縮比の一定とした場合、さらには可変圧縮比機構により排気還流率が大であるほど圧縮比が高くなるように可変制御した場合、の3種について、対比して示している。ここで、燃焼圧力 P_i の変動率には所定の限界 L が存在するので、実用上は、この限界 L に達した点が、排気還流率の限界となる。この図に示すように、排気還流率に対応して圧縮比を高めた場合が、最も燃費が向上し、特に排気還流率の限界が拡大することから、良好な燃費性能が得られることになる。

【0072】また、図16は、同様に、排気還流の増加に伴う、燃焼状態（燃焼圧力 P_i の変動率）、冷却損失、ポンプ損失、燃費、の各々の変化状況を示しているが、特に、圧縮比（公称圧縮比 ϵ ）を排気還流率が大であるほど圧縮比が高くなるように可変制御することを前提とした上で、本発明のようにピストン運動を単振動運動に近づけて上死点付近でのピストン速度を遅くした場合の特性と、上死点付近でのピストン速度がこれよりも

速い単リンク式ピストンクランク機構の場合の特性と、を対比している。図示するように、単振動に近いピストン速度特性そのものは、冷却損失が大となることから燃費的には不利となるが、その燃費悪化は僅かである。そして、図示するように、排気還流により燃焼が遅くなくても P_i 変動率が限界 L に達するまでに余裕があることから、前述したように排気還流率の限界が拡大し、排気還流による冷却損失低減効果が拡大する。

【0073】また、本実施例では、バルブオーバーラップによる内部排気還流と排気還流装置104による外部排気還流とを適宜に使い分ける点に一つの特徴がある。

【0074】前述したように、外部排気還流および内部排気還流のいずれも、不活性ガスとして燃焼時の温度上昇を抑制する点では等しく作用するが、外部排気還流と内部排気還流とでは、導入時の温度が著しく異なっている。内部排気還流によるガスは、運転条件にもよるが、一般に、外部排気還流によるガスよりも500℃前後高い。従って、例えばノッキングが生じやすい条件下では、一般に外部排気還流による排気還流が好ましい。特に可変圧縮比機構102を備えた本発明では、高圧縮比状態では、内部排気還流の割合が大きいと、ノッキングが発生しやすくなる。しかしながら、ノッキングが発生しにくい部分負荷時は、内部排気還流の方が燃焼悪化も少なく、ポンプ損失低減効果も大きいので、可能な限り内部排気還流の割合を増やすことが望ましい。

【0075】図17は、代表的な運転条件下での可変動弁機構101による吸気弁開閉時期の制御を示しており、併せて、外部排気還流（EGRと略記する）と内部排気還流（内部還流と略記する）の有無について記している。また、図18は、運転条件に対するリフト・作動角の大きさと外部排気還流を行う領域とを示している。なお、図17の①～⑤の運転条件は、図18の①～⑤の各点にそれぞれ対応している。さらに、図19は、運転条件に対応した可変圧縮比機構102による圧縮比の制御特性を示している。

【0076】これらに図示するように、本実施例では、アイドルを除く低負荷域、例えば②のR/L域などでは、吸気弁開時期（IVO）を進角させ、内部排気還流の割合を大きくしている。なお、②のR/L域では、外部排気還流（EGR）は行われず、排気還流全体が内部排気還流に依存したものとなる。一方、加速域では、③～⑤に示すように、吸気弁開時期（IVO）を上死点近傍とし、内部排気還流を少なくする。これにより、ノッキング発生が回避される。比較的開度の小さな③の加速域では、外部排気還流（EGR）により、相対的に温度の低い既燃ガスの還流が行われる。

【0077】また、圧縮比 ϵ については、図19に示すように、部分負荷域を中心に高い設定としている。従って、この領域で内部排気還流を増大させると、本来ならばノッキング発生点で厳しい条件となるが、図17に

示すように、例えば②のR/L域では、吸気弁の作動角を縮小し、吸気弁閉時期（IVC）を下死点よりも大幅に進角させる特性となっているので、実圧縮比が低下し、ノッキングが回避される。このようにすれば、ポンプ損失もさらに減少するので、燃費向上効果は最大となる。但し、このような設定は、充填効率を大きく低下させることになるので、部分負荷域に限定される。

【0078】図20は、アイドル状態から中程度の加速を行ったときの吸気弁閉時期や排気還流制御弁75（EGR弁と略記する）の開度などの変化状況をまとめて示している。これは、図17、図18の①アイドルの点から③ないし④の点までの加速に概ね対応する。なお、これは暖機後の特性である。図示するように、この場合、吸気弁リフトの中心角Φが殆ど一定のままリフト・作動角が拡大し、吸気弁閉時期（IVO）は上死点付近までしか進角しないので、内部排気還流は少ない。その代わりに、排気還流装置104を通して十分な外部排気還流が行われる。

【0079】一方、図21は、アイドル状態から僅かな加速を行ったときの变化状況をまとめて示している。これは、図17、図18の①アイドルの点から②のR/L域の点までの加速に概ね対応する。なお、これは暖機後の特性である。図示するように、この場合、リフト・作動角の増加は比較的小さく、かつ吸気弁リフトの中心角Φが大きく進角していく。そのため、吸気弁閉時期（IVO）が上死点よりも進角してバルブオーバーラップが拡大し、内部排気還流が大となる。排気還流装置104の排気還流制御弁75は閉じたままであり、外部排気還流は行われない。同時に、吸気弁閉時期（IVC）は下死点よりも大幅に進角し、前述したように、実圧縮比が低下する。

【0080】また、図22は、特に冷機時において、図20と同様の加速を行ったときの变化状況を示している。冷機時には、ノッキングが発生しにくいので、外部排気還流に代えて、内部排気還流の割合を高めることが可能であり、また内部排気還流による高温の既燃ガスの導入によって燃料の気化促進などの効果も得られる。従って、この冷機時には、リフト・作動角がさらに大きく拡大し、吸気弁閉時期（IVO）が上死点よりも進角する。これにより、バルブオーバーラップが大となり、内部排気還流が増加する。そして、排気還流制御弁75は閉じたままであり、外部排気還流は行われない。

【図面の簡単な説明】

【図1】この発明に係る制御装置のシステム全体を示す

構成説明図。

【図2】この実施例における可変動弁機構を示す斜視図。

【図3】リフト・作動角可変機構の動作説明図。

【図4】リフト・作動角可変機構によるリフト・作動角の特性変化を示す特性図。

【図5】位相可変機構によるバルブリフト特性の位相変化を示す特性図。

【図6】この実施例における可変圧縮比機構を示す正面図。

【図7】この可変圧縮比機構となる複リンク式ピストン・クランク機構のピストンストローク特性（A）およびピストン速度（B）を示す特性図。

【図8】可変圧縮比機構の動作説明図。

【図9】圧縮比制御特性を示す特性図。

【図10】代表的な運転条件でのバルブリフト特性を示す特性図。

【図11】冷却損失低減効果を示す特性図。

【図12】時間損失低減効果を示す特性図。

【図13】単振動運動を得るためのリンク構成の説明図。

【図14】排気還流装置の構成説明図。

【図15】排気還流時に圧縮比がポンプ損失や燃費等に与える影響を示す特性図。

【図16】排気還流時に上死点付近のピストン速度がポンプ損失や燃費等に与える影響を示す特性図。

【図17】代表的な運転条件でのバルブリフト特性を示す特性図。

【図18】運転条件に対するリフト・作動角および外部排気還流領域を示す特性図。

【図19】この実施例での圧縮比制御特性を示す特性図。

【図20】アイドルから中程度の加速をしたときの变化状況をまとめて示す特性図。

【図21】アイドルから緩加速したときの变化状況をまとめて示す特性図。

【図22】冷機時においてアイドルから中程度の加速をしたときの变化状況をまとめて示す特性図。

【符号の説明】

101…可変動弁機構

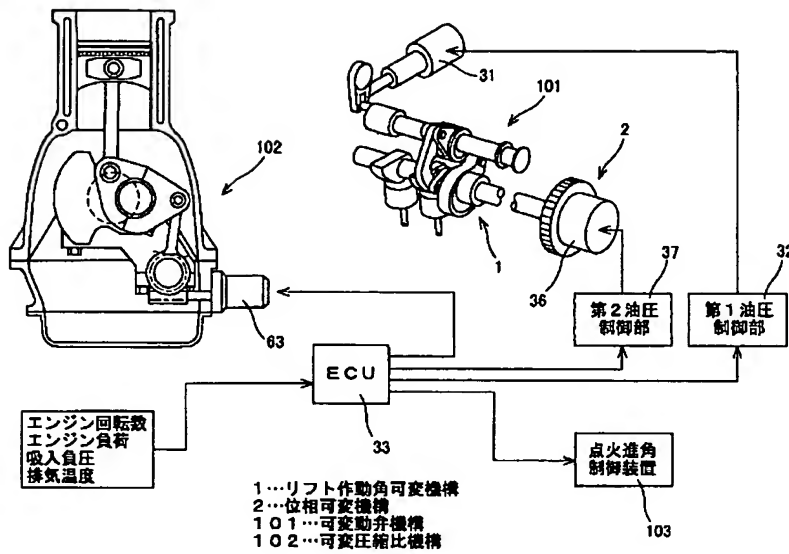
102…可変圧縮比機構

104…排気還流装置

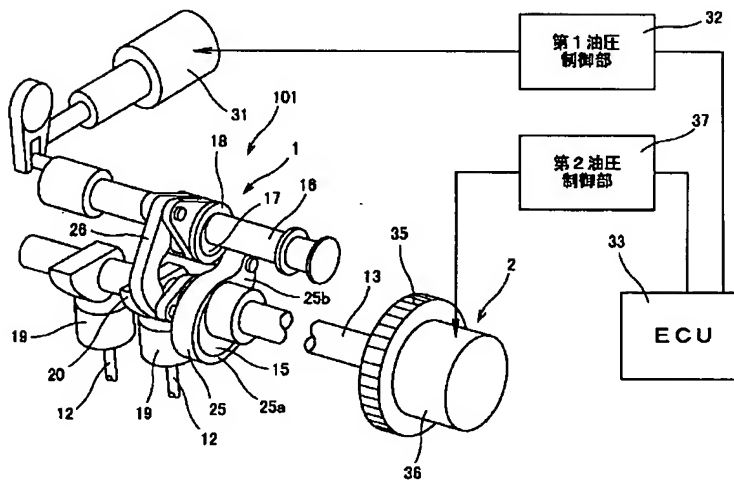
1…リフト・作動角可変機構

2…位相可変機構

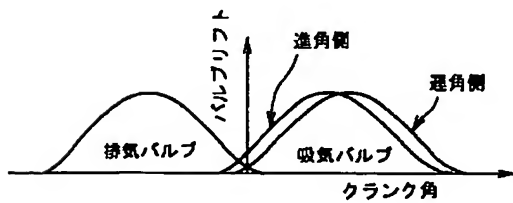
【図1】



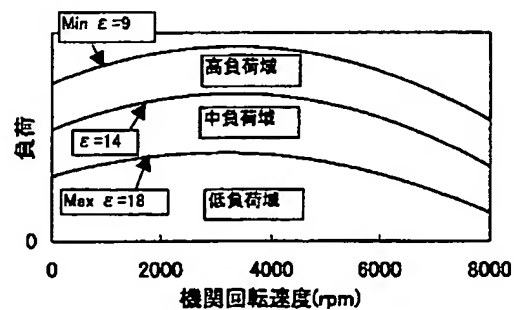
【図2】



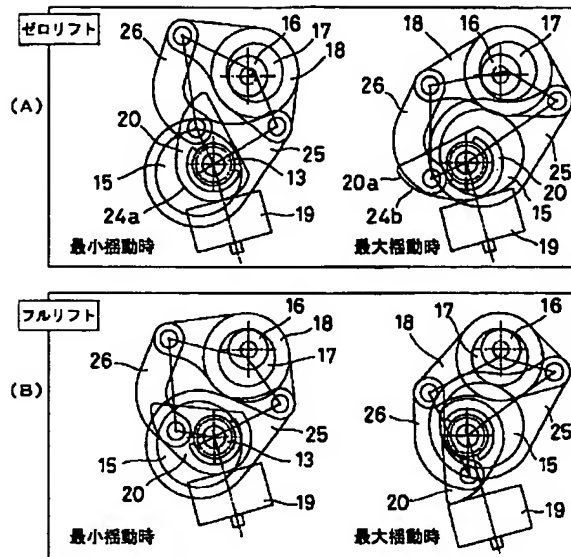
【図5】



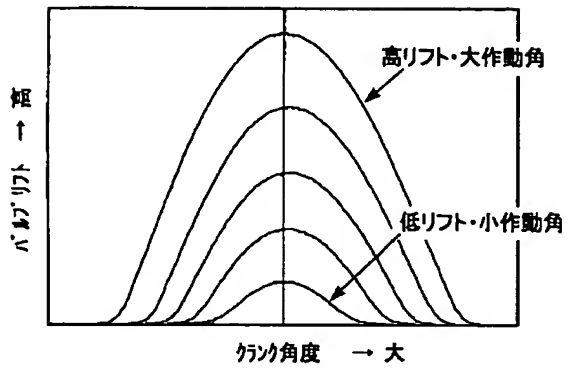
【図9】



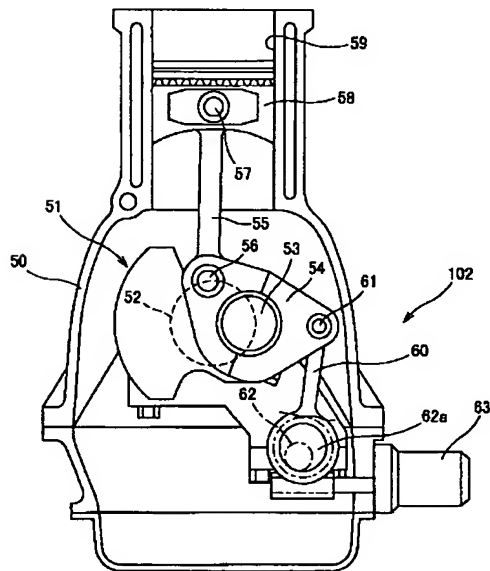
【図3】



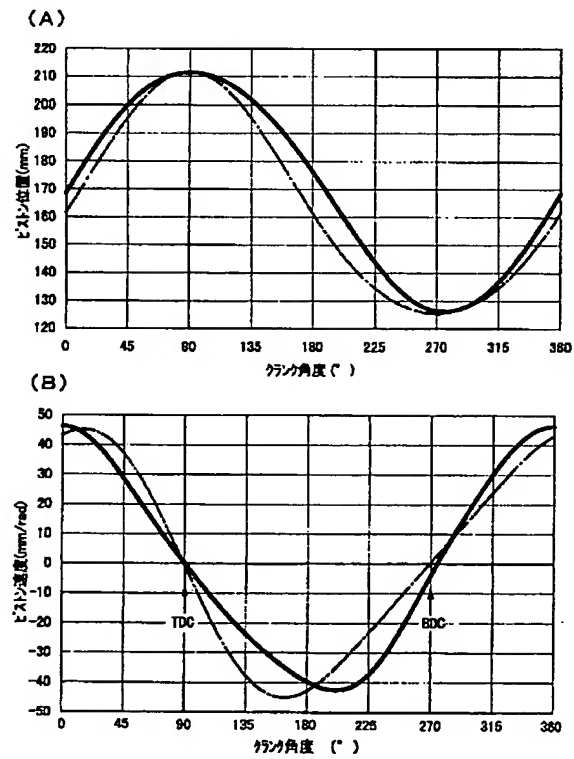
【図4】



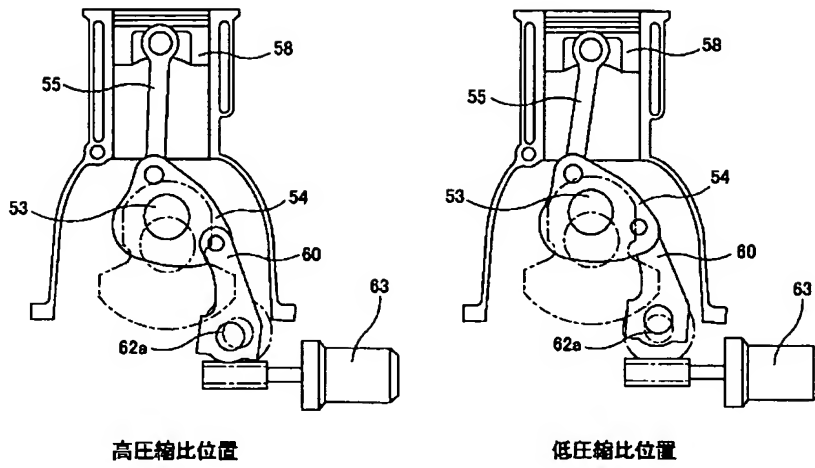
【図6】



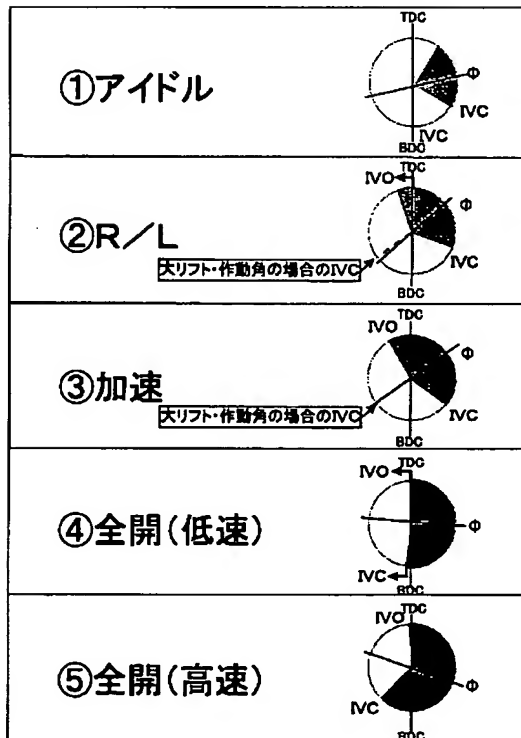
【図7】



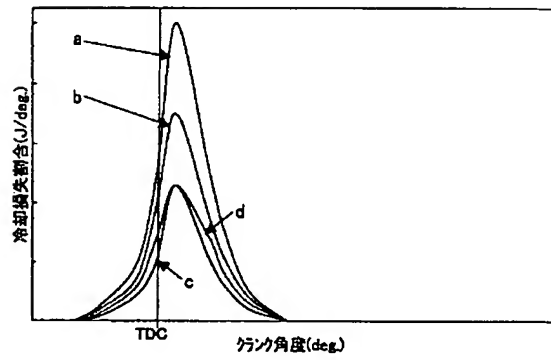
【図8】



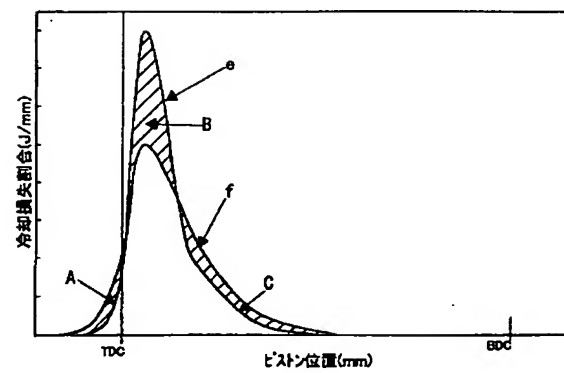
【図10】



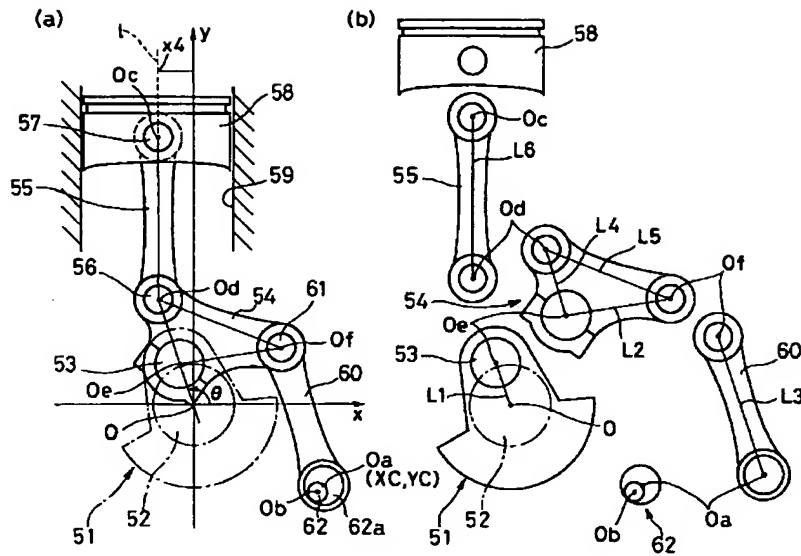
【図11】



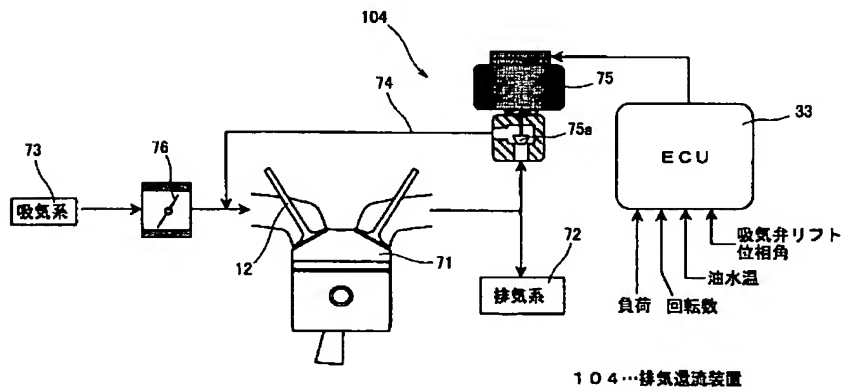
【図12】



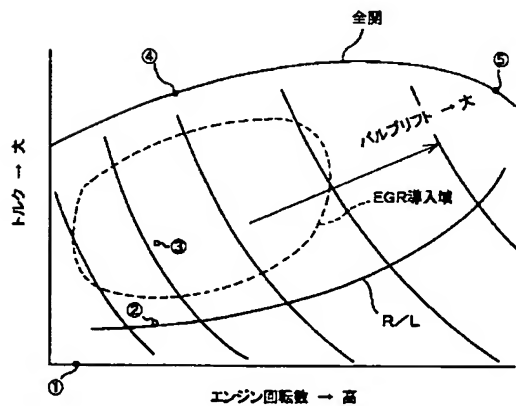
【図13】



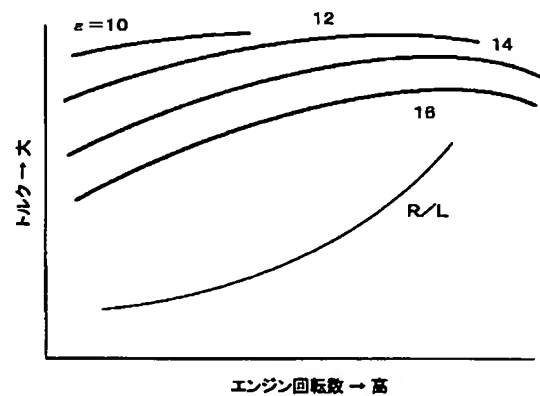
【図14】



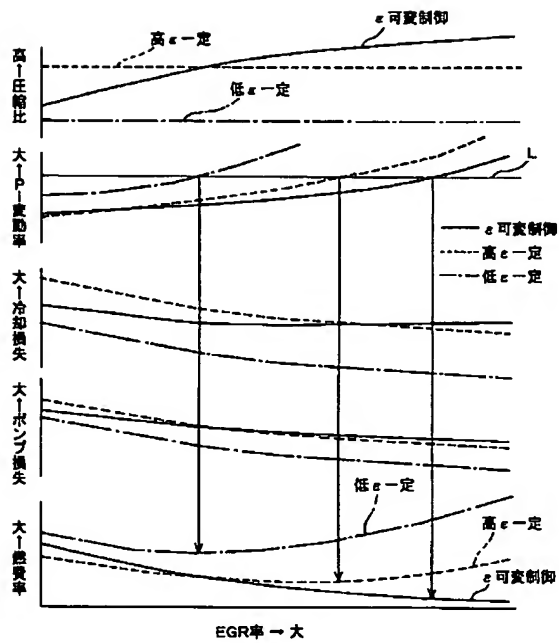
【図18】



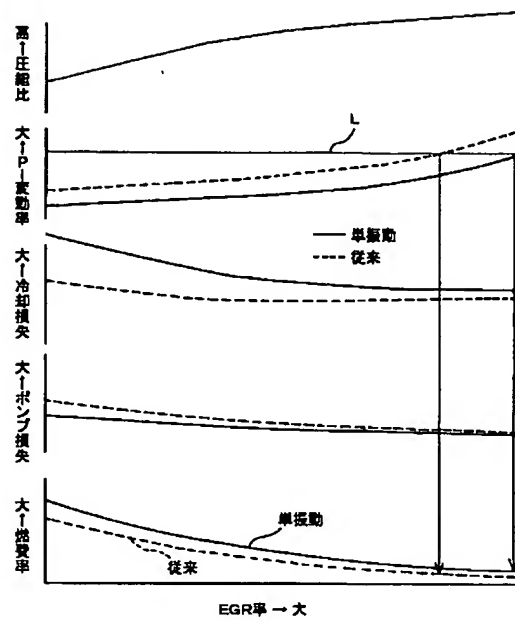
【図19】



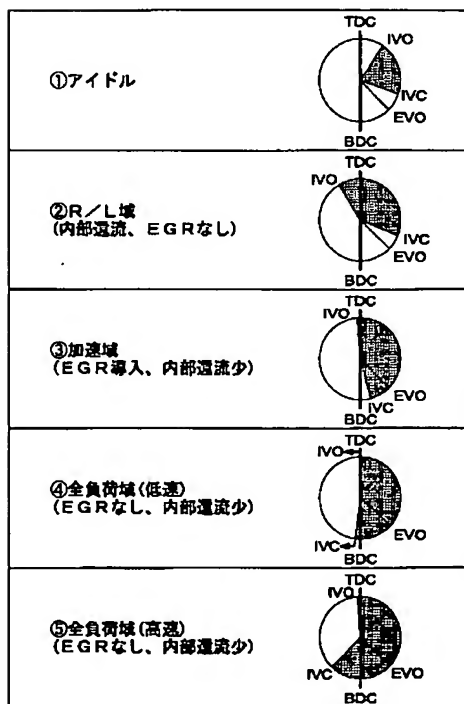
【図15】



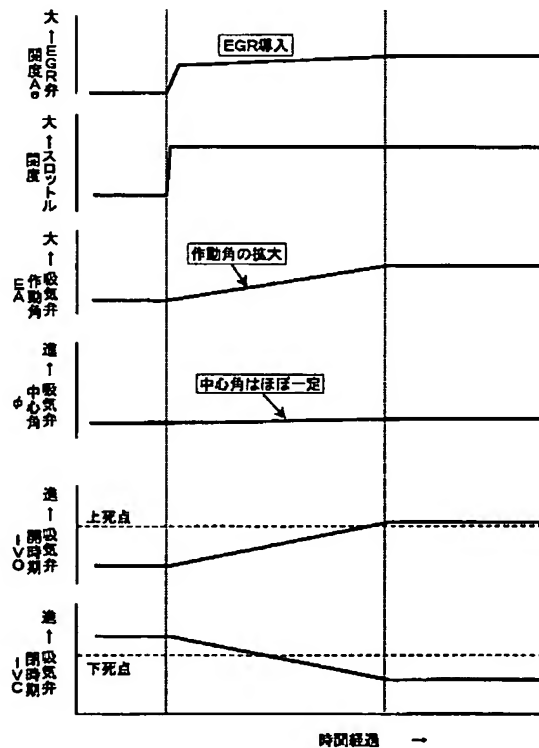
【図16】



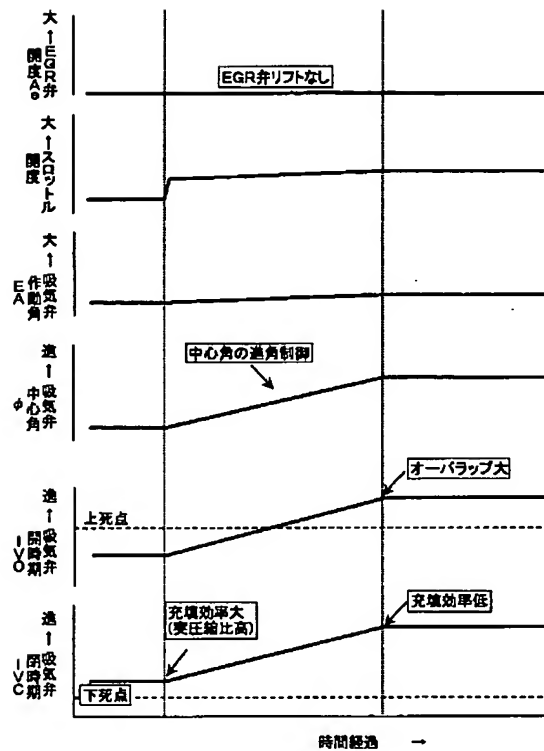
【図17】



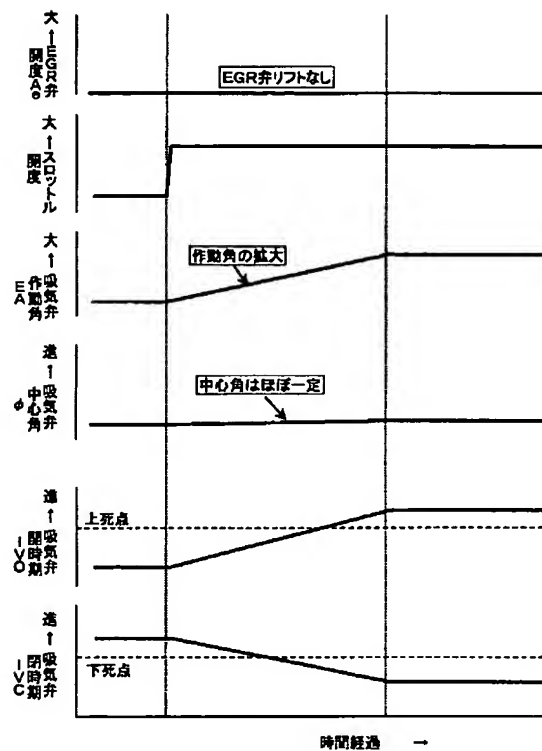
【図20】



【図21】



【図22】



フロントページの続き

(51)Int.Cl. ⁷	識別記号	F I	特許ト (参考)
F 0 2 D 15/04		F 0 2 D 15/04	B
			C
21/08	3 0 1	21/08	3 0 1 C
43/00	3 0 1	43/00	3 0 1 N
			3 0 1 S
F 0 2 M 25/07	5 1 0	F 0 2 M 25/07	5 1 0 B
	5 5 0		5 5 0 R
	5 7 0		5 7 0 Z

(72)発明者 杉山 孝伸
神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産
自動車株式会社内

(72)発明者 日吉 亮介
神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産
自動車株式会社内

F ターム(参考) 3G062 AA10 BA09 CA04 CA07 CA08
DA01 DA02 EA01 EA11 ED01
ED04 ED10 FA02 FA05 FA23
GA00 GA04 GA06 GA08
3G084 BA20 BA22 BA23 CA03 DA02
DA38 FA11 FA18 FA27 FA37
FA38
3G092 AA01 AA11 AA12 AA17 AB02
DA01 DA03 DA05 DA08 DA10
DC09 DD06 EA02 EB02 FA16
FA21 FA24 GA05 HA05Z
HA11Z HA13X HA13Z HA14X
HA14Z HD01Z HD07X HD07Z
HE01Z HE06Z